

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Manipulační dopravník v průtažné mycí lince osobních  
automobilů

Car Wash Handling Conveyor

Student:

Michal Urbanec

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Urbanec**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**  
Téma: **Manipulační dopravník v průtažné mycí lince osobních automobilů**  
**Car Wash Handling Conveyor**

Zásady pro vypracování:

Vstupní parametry:

- a) Dopravní výkon  $Q = 50$  osobních aut/h
- b) Délku dopravníku volte jako minimální dle zvoleného uspořádání technologie mycího procesu.

1. Zpracujte varianty řešení a proveďte volbu optimální varianty dle vhodných kritérií.
2. Proveďte potřebné technologické a pevnostní výpočty zvolené varianty konstrukčního řešení.
3. Poháněcí stanici volte s ohledem na požadavek plynulé regulace rychlosti dopravníku.
4. Nakreslete sestavu zvolené varianty dopravníku s důrazem na hnací, napínací a vratnou soustavu.
5. Nadefinujte a vyřešte známá bezpečnostní rizika tohoto konstrukčního uspořádání.

Seznam doporučené odborné literatury:

POLÁK, J. BAILOTTI, K. PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X.  
POLÁK, J., BICHLER, J.: Dopravní zařízení v hlubinných dolech, Ostrava, 1984  
ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. 1996. 32 s.  
PETRUŽELKA, J. Ročníkový projekt. Jak psát bakalářskou práci [online]. Ostrava: VŠB-TUO, FS, poslední aktualizace 21. 10. 2006 [cit. 2007-04-10]. Dostupný z [www: <URL: http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf>](http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Jak%20psat.pdf).

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



*Aleš Slíva*

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....  
20.5. 2013

.....  
podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít toto dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

20.5.2013

V Ostravě .....



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Urbanec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Hlavní třída 73, Havířov – Město, 736 01

## Anotace bakalářské práce

URBANEC, M. *Manipulační dopravník v průtažné mycí lince osobních automobilů: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2013, vedoucí práce: Ing. Brázda R., Ph.D.

Cílem práce je navrhnout vhodné řešení dopravníku v mycí lince osobních automobilů. Dopravní výkon je stanoven o počtu 50 osobních aut/hod. Obsahem práce je rešerše se zaměřením na dnešní konstrukce a řešení mycích linek. Dále jsem pokračoval výpočty a rozborů sil při provozním zatížení. Následují varianty užití řetězu, jeho výběr a výpočet. Další krok je návrh a výpočet řetězových kol, výpočet výkonu a návrh pohonu. Závěrem práce je výkres sestavy, napínací stanice a pohonu.

### Klíčová slova

Řetězový dopravník, vlečné válečky, automobil, pohon

## Annotation of bachelor theisis

URBANEC, M. *Car Wash Handling Conveyor: bachelor theisis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2013, leader: Ing. Brázda R. Ph.D.

The main objective of the presented thesis is to design a suitable conveyor system of a car wash line. The specified capacity is of 50 cars per hour. The first part is the search of contemporary constructions of car wash lines. The next part is dedicated to calculations and power analysis considering the working demand of the conveyor system. The third part deals with the listing of use of the chain, its choice and calculation. The following step is the design and calculation of chain-wheels, calculation of capacity and design of chain-wheel drive. The final part contains the drawing of the described construction, tension station and drive units.

### Keywords

Chain conveyor, tow rollers, automobile, drive

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Označení	název	jednotka
D	vnější průměr pneumatiky	[m]
F <sub>B</sub>	síla potřebná k přetržení řetězu	[N]
F <sub>dyn</sub>	dynamická síla	[N]
F <sub>P</sub>	síla která působí na bok pera	[N]
F <sub>t</sub>	síla působící při plném provozním zatížení dopravníku	[N]
F <sub>V</sub>	bezpečná síla působící při plném provozním zatížení dopravníku	[N]
G	tíha jednoho automobilu	[N]
G <sub>f</sub>	celková tíha řetězů	[N]
L	délka dopravníku v jedné větvi	[m]
L <sub>c</sub>	celková délka dopravníku	[m]
M <sub>T</sub>	točivý moment na poloměru řetězového kola	[Nm]
N	normálová síla	[N]
P	potřebný výkon motoru	[kW]
Q	dopravní výkon	[t·h <sup>-1</sup> ]
R	poloměr čela hřidelového pera	[mm]
T	síla při odvalování kola po podložce	[N]
T <sub>p</sub>	smyková síla	[N]
T <sub>pC</sub>	smyková síla pro plně zatíženou linku	[N]
T <sub>ss</sub>	skutečná smyková síla	[N]
b <sub>1</sub>	rozměr vnitřní šířky řetězu	[mm]
b <sub>a</sub>	velikost sražení zubu	[mm]
b <sub>f</sub>	šířka zubu řetězového kola	[mm]
d	průměr roztečné kružnice řetězového kola	[mm]
d <sub>1</sub>	průměr čepu řetězu	[mm]
d <sub>a</sub>	průměr hlavové kružnice řetězového kola	[mm]
d <sub>č</sub>	průměr vnitřního kroužku ložiska	[m]
d <sub>f</sub>	průměr patní kružnice řetězového kola	[mm]
d'	vypočítaný průměr hřídele	[mm]
e <sub>min</sub>	minimální rozšíření zubu	[mm]
e <sub>max</sub>	maximální rozšíření zubu	[mm]
f <sub>č</sub>	koeficient čepového tření v čepu	[-]
f <sub>t</sub>	koeficient tření pneumatika - mokrý beton	[-]
g	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]
k <sub>B</sub>	koeficient bezpečnosti	[-]
l'	délka pera	[mm]
m	hmotnost jednoho automobilu	[kg]
mř	hmotnost řetězu na délku dopravníku	[kg]
mř <sub>c</sub>	celková hmotnost řetězů	[kg]
mř <sub>kl</sub>	hmotnost řetězu s kladničkami	[kg]
mř <sub>klC</sub>	celková hmotnost obou řetězů s kladničkami	[kg]
n	počet otáček řetězového kola	[ot.min <sup>-1</sup> ]
n <sub>a</sub>	počet vozů v mycí lince v daný okamžik	[-]
n <sub>f</sub>	počet řetězů	[-]

$o_f$	součet obvodů 2 řetězových kol	[m]
$p$	dovolený měrný tlak	[MPa]
$q_k$	hmotnost 1 metru řetězu s kladničkami	[kg·m <sup>1</sup> ]
$q_f$	hmotnost 1 mětru řetězu	[kg·m <sup>1</sup> ]
$r_{e_{min}}$	minimální poloměr boku zubu	[mm]
$r_{e_{max}}$	maximální poloměr zubu	[mm]
$r_{i_{min}}$	poloměr dna zubní mezery	[mm]
$t_l$	hloubka drážky v náboji	[mm]
$v$	rychlost posuvu dopravníku	[m·s <sup>1</sup> ]
$\alpha_{min}$	minimální úhel otevření zubové mezery	[°]
$\alpha_{max}$	maximální úhel otevření zubové mezery	[°]
$\varphi$	skutečný roztečný úhel zubu	[°]
$\eta$	účinnost elektromotru	[-]
$\mu$	součinitel tření řetěz - kluzná deska z plastu	[-]
$\zeta$	rameno valivého opodru pneumatiky	[m]
$\tau_D$	návrhové dovolené namáhání	[MPa]

# Obsah

Úvod.....	9
1. Mycí linka.....	10
1.1 Postup mytí v mycí lince .....	11
1.2 Výrobci, rozměrová a hmotnostní omezení mycích linek .....	12
1.3 Ukázky variant dopravníků v praxi .....	13
2. Analýza sil působících mezi kolem a podložkou .....	16
2.1 Analýza sil při zabrzděném automobilu – výjimečný stav .....	16
2.2 Analýza sil při odvalování kol automobilů – provozní stav .....	18
3. Varianty řešení pro vedení řetězu .....	20
3.1 Dopravní řetěz s nosnými deskami.....	20
3.2 Dopravní řetěz nesen válečky .....	21
3.3 Dopravní řetěz smýkán po kluzných deskách.....	22
4. Návrh řetězu a jeho výpočet .....	24
5. Volba vlečných válečků .....	28
6. Výpočet řetězového kola dle ČSN 26 0491 .....	29
7. Výpočet hřídele a pera .....	32
8. Výpočet výkonu a návrh pohonu a převodovky .....	37
9. Řešení bezpečnosti .....	43
Závěr .....	44
Poděkování: .....	45
Seznam použité literatury a zdrojů .....	46
Seznam obrázků .....	48



## Úvod

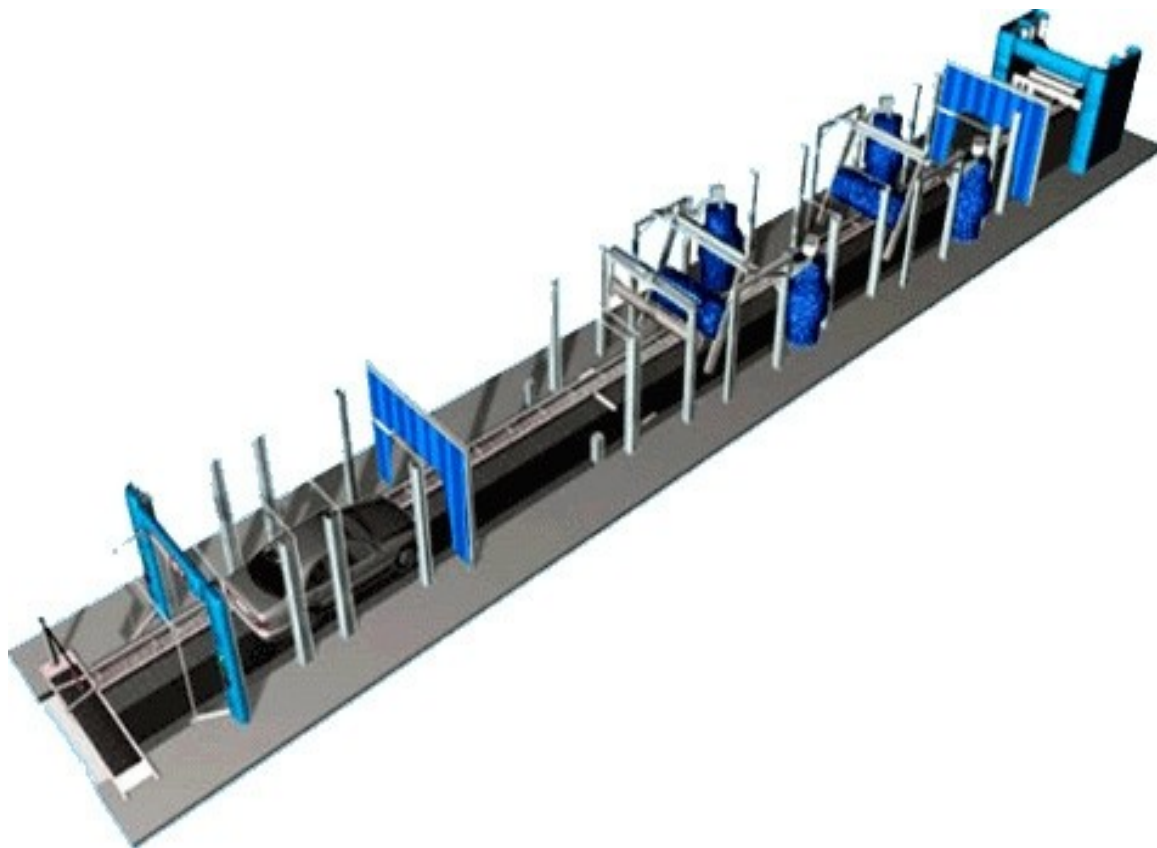
Obsahem bakalářské práce bude řešení dopravníku v průtažné mycí lince. V horní větvi dopravníku budou dopravovány automobily za pomoci vlečných členů. Bude nutné určit počet automobilů v mycí lince tažených za sebou, a tím stanovit délku dopravníku. Dále bude potřebné vymezit hmotnostní či rozměrové omezení pro automobily, na základě toho se stanoví velikosti sil, navrhne se člen pro přenos síly, pohon a celý dopravník.

Dnes jsou již tunelové mycí linky hojně rozšířené po celém světě, zaměřím se však hlavně na Evropský trh, konkrétněji na tuzemsko. Laické veřejnosti se mohou mycí linky jevit jako stejné, ale ve skutečnosti se liší jak svou konstrukcí, tak koncepcí. K rozlišení přispívá i skutečnost, že některé součásti mycích linek jsou patentovány, většinou se jedná o zefektivnění mycího procesu či zlevnění provozu mycí linky.

Při návrhu dopravníku bude nutné rovněž přihlédnout k ekonomické i funkční stránce. To znamená navrhnout dopravník tak, aby jeho provoz byl levná, ale zároveň aby sloužil co nejdéle bez případné údržby nebo dalších nákladů. Je nutno pomatovat i na bezpečnost.

## 1. Mycí linka

Linka s manipulačním dopravníkem je dnes běžně rozšířená po celém světě. Je to nejjednodušší metoda mytí pro provozovatele automobilů. Principem je najetí a následné vlečení vozu skrz mycí linku. Vlečení zabezpečuje dvojice řetězů s vlečnými válečky. Bývá i varianta, kde jsou užitá lana, nicméně převládá užití řetězů. Mycí linka je typem tzv. tunelovým, díky tunelu operací, které za sebou následují.



Obrázek 1: ukázka tunelové myčky s průtažným dopravníkem[11]

Dnes se již výrobci mycích linek specializují na téměř dokonalé mytí všech částí vozů, od samotné karoserie po spodky vozů či podběhy kol. To vše za co nejkratší dobu, avšak ke spokojenosti zákazníka.

## 1.1 Postup mytí v mycí lince

**A) Vstup (Einfahrt):** Zde je vůz zachycen do tažného prvku linky. Vždy po zapřažení je vypnut motor, auto je odbrzděno a všechna okna jsou uzavřena. Řidič je k těmto úkonům vyzván obsluhou nebo informační tabulí.

**B) Předmytí (Vorwäsche):** Zde je umytí hrubých nečistot a zvlhčení karoserie. Někdy tuto aplikaci dělá obsluha linky venku vysokotlakým čističem, ještě před zapřažením vozu do dopravníku, tzv. wapkou, či toto obstarávají tlakové trysky v lince již po vstupu. Je to dáno typem mycí linky. Trysky jsou umístěny v ocelovém rámu pevné konstrukce, hovorově nazývaném hvězdná brána.

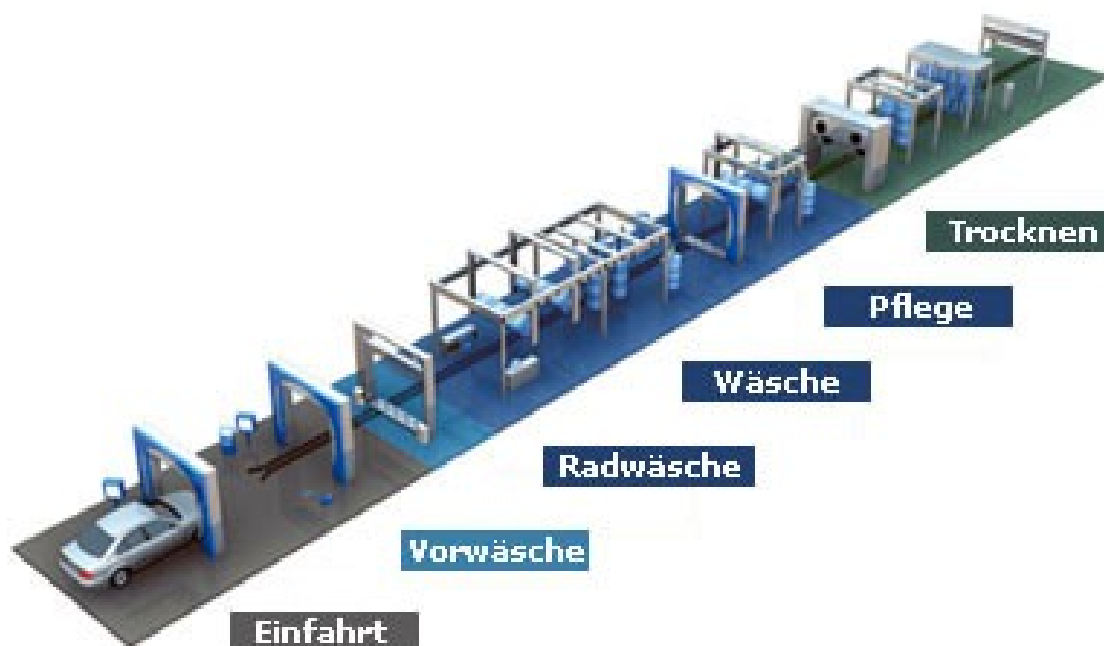
**C) Mytí kol (Radwäsche):** Tento krok se liší dle výrobce a není vždy proveden před samotným mytím karoserie. Mytí zajišťuje rotační kartáč z umělého vlákna a trysky s tlakovou vodou a saponáty, které jsou šetrné i na litá kola z tzv. elektronu. Mycí linky dnes již dokážou umýt i pneumatiky a nadkolí (podběhy). U všech mycích linek je dáno omezení velikostí mytí kol automobilů a to rozměrem 21“.

**D) Mytí (Wäsche):** Následuje samotné mytí karoserie saponáty a čištění rotačními kartáči. Jeden velký kartáč přejíždí od předního nárazníku až na zadní kapotu. Je také možná varianta, že přední a zadní čelo myjí speciální kartáče, protože konstrukce hlavního velkého kartáče by nemusela dostatečně umýt právě tato místa na voze, kde jsou umístěna světla a SPZ. Další dva kartáče, každý z jedné strany, omývají boky vozu. Některé mycí linky mají trysky na umývání prahů a spodku vozu.

**E) Ošetření (Pflege):** V této fázi mytí auta se aplikuje ochranná vrstva. Nejčastěji se jedná o vosk na karoserii a o tzv. tekuté stěrače na skla. Případně lze aplikovat i jiné prostředky, záleží na nabídce dané pobočky. Pokud zákazník ošetření nežádá, není aplikováno.

**F) Sušení (Trocknen):** Je poslední fáze u všech mycích linek, kdy je vůz je ofoukáván horkým vzduchem pomocí 2 ventilátorů. Existuje i varianta sušícího členu, který se posouvá a postupně ofukuje celý vůz a jeho výška je téměř totožná s výškou vozu. Tuto výšku zajišťují snímače a senzory.

**G) Výstup z dopravníku:** Na konci mycího procesu je světelná či zvuková signalizace, která informuje řidiče o ukončení mytí a sušení. Poté řidič nastartuje a opouští mycí linku.



Obrázek 2: ukázka mycího procesu v tunelové mycí lince[13]

Postup operací mycího procesu se může dle jednotlivých poboček lišit. Tomu je uzpůsobena i délka dopravníku a doba strávená v lince. Všeobecně lze říci, že doba strávená v mycí lince je do deseti minut na jeden automobil. Nejkratší programy mytí trvají asi 3 - 4 minuty, ty nejdelší naopak 7 a více minut. Z toho vyplývá rychlost posuvu vozu v lince, ta je od  $3,8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  až  $8,1 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

## 1.2 Výrobci, rozměrová a hmotnostní omezení mycích linek

Mezi nejznámější výrobce mycích linek pro osobní automobily na Evropském trhu patří firmy IMO, Washtec, Tammermatic group a Ceccato. Všichni tyto výrobci uvádějí stejná čísla ohledně doporučené délky dopravníku, a to 18 - 35 metrů. Dále se výrobci shodují v rozměrech, které omezují vjetí rozměrnějších automobilů, než je dáno. Maximální výška vozu je limitovaná 2650 mm a šířka 2400 mm. Délka není omezená. Tyto rozměry jsou limitní pro vozy kategorie B, kde spadají i užitkové automobily. Hmotnostně omezení neexistuje, ale výrobci automobilů ani u užitkových vozů nepřekročí

hmotnost 3500 kg, která je hranicí pro kategorii B. Další omezení je rozměr šířky pneumatik automobilů. Dle vyhlášky ministerstva dopravy a spojů č. 341/2002 Sb. a směrnice rady 92/23/EHS ze dne 31. března 1992 o pneumatikách pro motorová vozidla a jejich přípojná vozidla a o jejich montáži je určena šíře 305 mm.[12] Toto platí pro běžné osobní automobily, jsou však výjimky jako např. sportovní vozy, nebo speciálně upravené vozy, které mohou mít i širší pneumatiky než ukládá zákon, a to na základě schválení výrobcem a daným úřadem. Proto výrobci mycích linek vyrábí i šíře 315, 345 a 365 mm.

### 1.3 Ukázky variant dopravníků v praxi

#### Varianta 1 - firma IMO

Variantu mycí linky firmy IMO zobrazuje obrázek č. 3, který byl pořízen přímo v její pobočce. U této varianty je řetěz smýkán po kluzné desce, která je z plechu, ale může být i z plastu s dobrými kluznými vlastnostmi. Vlečné válečky jsou nadnášeny několik mm nad zemí. Vlečné válečky jsou buď běžné ocelové, nebo z plastu. Toto řešení je časté u mnoha mycích linek, neboť je jednoduché, téměř bezúdržbové. Řetěz je sponový, spojený válečky o pevné rozteči mezi nimi. Nevýhoda je tření, které je zapříčiněno smýkáním řetězu, a tím zvýšením odporů.



Obrázek 3: způsob řešení firmy IMO[22]

## Varianta 2 - firma Washtec

Při užití varianty firmy Washtec (obrázek 4) je řetěz zakrytován, krytí zároveň slouží jako bočnice proti vybočení řetězu a kola automobilu. Na vnitřní straně řetězu jsou připevněny pryžové bočnice proti poškození pneumatik a kol automobilu. Válečky se odvalují po deskách, po kterých se pohybuje i kolo automobilu. Jde o velice časté řešení u nás i v Evropě. Jedná se konkurenci varianty z obrázku 3.

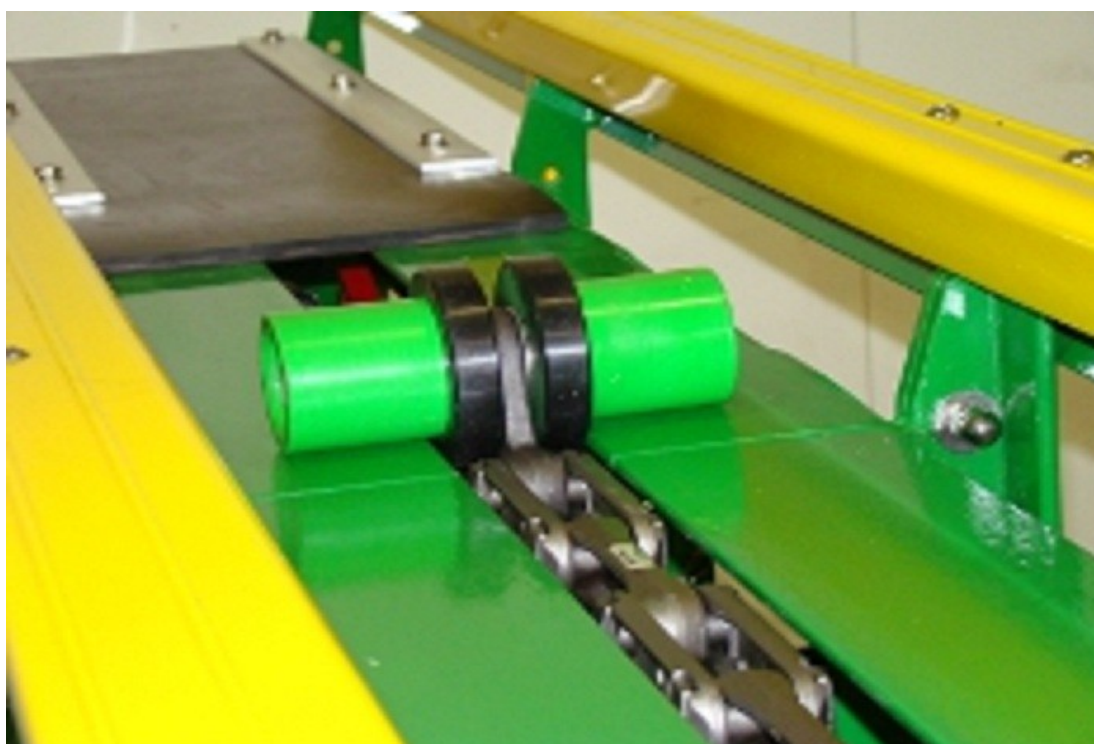


Obrázek 4: způsob řešení firmy Washtec[22]



### Varianta 3

Tato varianta je hlavně používána v USA a zámoří. U nás v České republice, ani v Evropě se nepoužívá. Rozdíl oproti předchozím variantám je v užití pouze jednoho centrálně vedeného řetězu namísto dvou. Řetěz je veden středem vodící drážky pro kolo. Na řetězu je uchycen vlečný člen – v tomto případě váleček, který je z plastu. Je zde vedení proti vybočení kola z daného směru, vše mimo vlečného členu je ocelová konstrukce. Na koncích dopravníku je pryžový pás, který chrání případné vniknutí cizího tělesa do pohonu řetězu a způsobení případné škody.



Obrázek 5: centrálně vedený plastový unášec [3]

## 2. Analýza sil působících mezi kolem a podložkou

Uvažujeme o dvou možných stavech. První je, že kolo se bude smýkat po povrchu. Tato situace může nastat tehdy, kdy řidič zapomene na sešlápnutý pedál brzdy, či zatáhne ruční brzdu. Tato situace je sice výjimečná, nicméně nutno s ní počítat pro plně zatížený dopravník, tj. 5 automobilů. Druhý stav je pracovní, tj. kdy se kolo odvaluje bez brzdění. Opět uvažujeme o plném zatížení dopravníku 5 automobily.

### 2.1 Analýza sil při zabrzděném automobilu – výjimečný stav

Může nastat výjimečný stav, a to v situaci, kdy řidič zapomene vyšlápnout brzdový pedál, či nechá zataženou ruční brzdu. Zde je nutno znát sílu, kterou působí automobil svisle a dále součinitele tření mezi povrchem. Druh povrchu se liší, bývá z betonu nebo ocelového plechu. Budeme uvažovat o betonovém podloží, po kterém se bude smýkat pneumatika ze zimní směsi.

#### a) Výpočet tíhové síly pro jeden automobil

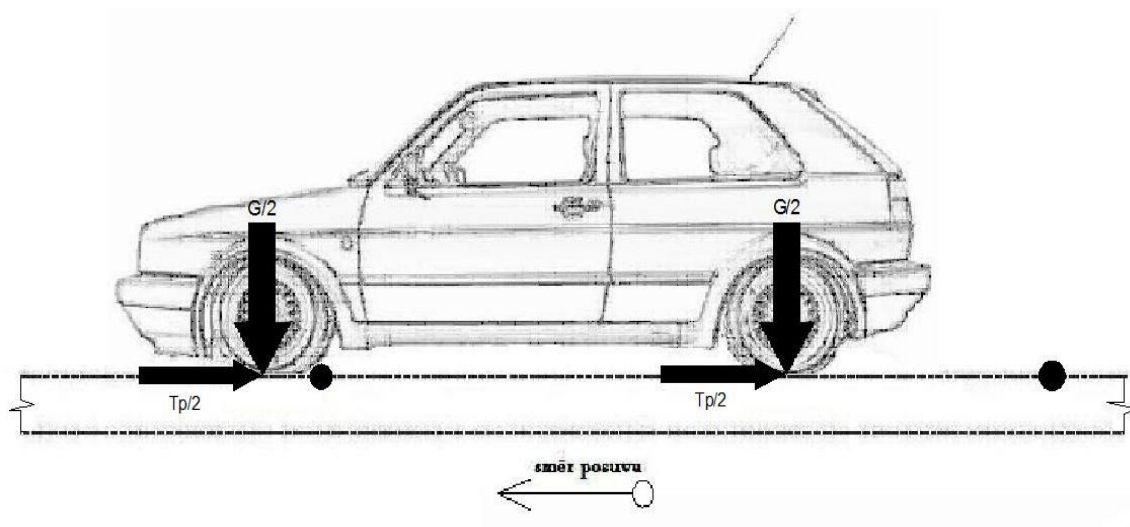
$$G = m \cdot g \quad (2.1)$$

$$G = 3500 \cdot 9,81 = 34335 \text{ N}$$

$G$  – tíha automobilu

$m$  - hmotnost 1 automobilu [3]

$g$  - gravitační zrychlení



Obrázek 6: schéma působení sil[20]



**b) Smyková síla pro jeden automobil**

$$T_p = G \cdot f \quad (2.2)$$

$$T_p = 34335 \cdot 0,6 = 20601 \text{ N}$$

$f$  - součinitel tření pryž (pneumatika) – mokrý beton; volíme hodnotu 0,6 [4] viz tab.1

Tab. 1 - součinitelé tření

pryž	suchý asfalt	0,9 (0,5 - 0,8)
pryž	mokrý asfalt	0,25 - 0,75
pryž	suchý beton	0,6 - 0,85
pryž	mokrý beton	0,45 - 0,75
pneumatiky na mokru	suchá silnice	1
pneumatiky na suchu	mokrá silnice	0,2

**c) Smyková síla pro plně zatíženou linku**

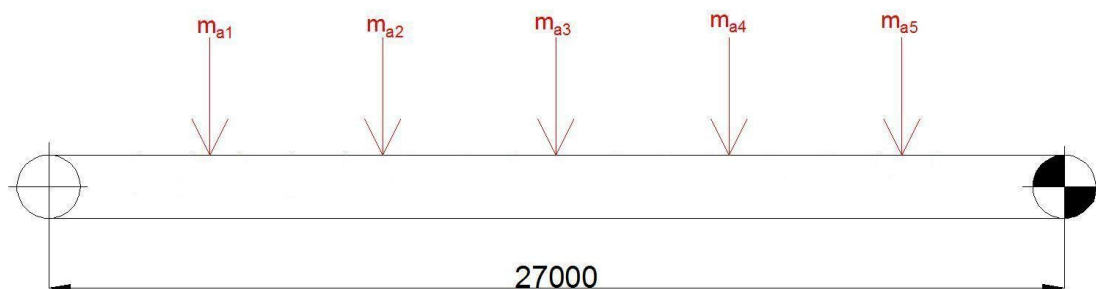
Budeme-li vycházet z možnosti plného zatížení dopravníku linky, tj. 5 automobilů, každé o hmotnosti 3500 kg, všechna by brzdila, pak třecí síla bude 5x větší. Na obrázku 7 je znázorněno působení 5 tíhových sil od 5 automobilů. S tíhou řetězu a ostatních prvků se zde nepočítá. Délka trati dopravníku je 27 m, se kterou budeme i nadále počítat.

$$T_{pC} = T_p \cdot n_a \quad (2.3)$$

$$T_{pC} = 20601 \cdot 5 = 103005 \text{ N} = 103 \text{ kN}$$

$T_p$  – smyková síla 1 automobilu

$n_a$  – maximální počet vozů na na lince v daný okamžik



Obrázek 7: schéma zatížení 5 automobily[20]

## 2.2 Analýza sil při odvalování kol automobilů – provozní stav

Tato síla nastává při odvalování kola po povrchu bez jakéhokoliv brzdění. Zde bylo nutno zjistit rozměry a typ ložiska kola automobilu a rozměr nejpoužívanějších pneumatik, který by mohl odpovídat většině automobilů, pohybujících se na českých silnicích. Ložisko i rozměr pneumatik pro výpočet jsem použil z předního náboje vozu Škoda Fabia. Rozměr pneumatik je také použit z vozu Škoda Fabia. Platí tak pro první i druhou generaci vozu. Má úvaha je, že nejčtenější vozidlo je Škoda Fabia, ale dnes existují i vozy které mají kluzná ložiska v nábojích kol a jsou mazána tlakem oleje motoru. Na obr. 8 je znázornění sil působících na kolo vozu.

$$T = G \cdot n_a \cdot \frac{2 \cdot \zeta + f_{\zeta} \cdot d_{\zeta}}{D} \quad (2.4)$$

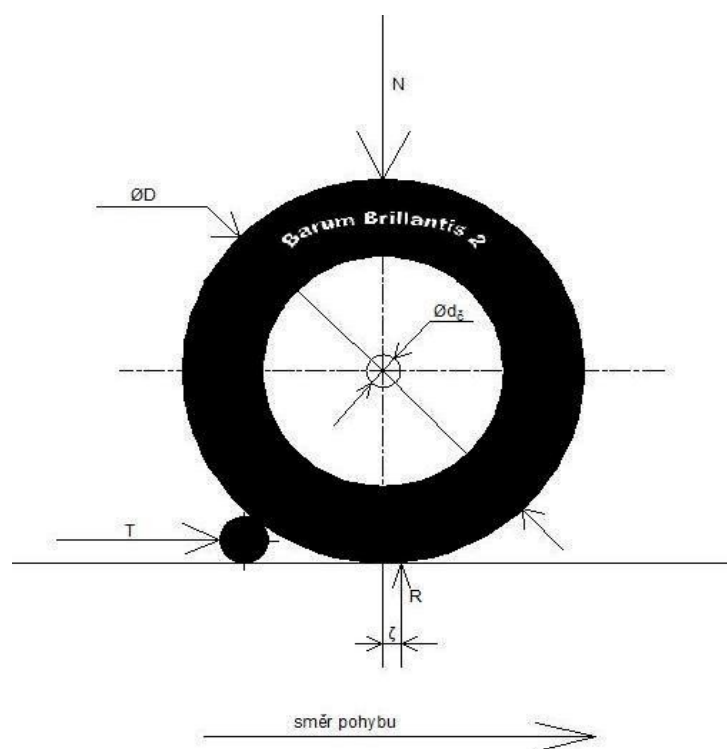
$$T = 34335 \cdot 5 \cdot \frac{2 \cdot 0,006 + 0,1 \cdot 0,025}{0,634} = 3927N$$

$\zeta$  - rameno valivého odporu pneumatiky [17]

$f_{\zeta}$  - čepové tření [4]

$d_{\zeta}$  - průměr vnitřního kroužku ložiska

$D$  - vnější průměr pneumatiky [10]



**Obrázek 8: působení sil a odporů na kolo automobilu[20]**

Výsledná síla smyková  $T_{pc}$  je asi 26x větší oproti výsledné síle  $T$  valení, my však budeme nadále počítat s výsledkem valení.

### 3. Varianty řešení pro vedení řetězu

Jsou různé možnosti vedení řetězu v mycí lince. Zabýval jsem se třemi možnostmi. První možnost - řetěz je na nosných deskách. Tuto metodu jsem v praxi neviděl, nicméně lze o ní uvažovat jako o možném řešení. Druhá možnost je, kdy řetěz je nadnášen. Je toho docíleno vlečnými válečky, které svým průměrem převyšují výšku profilu řetězu. Třetí možnost je podobná druhé, kdy je však řetěz vlečen po kluzných deskách.

#### 3.1 Dopravní řetěz s nosnými deskami

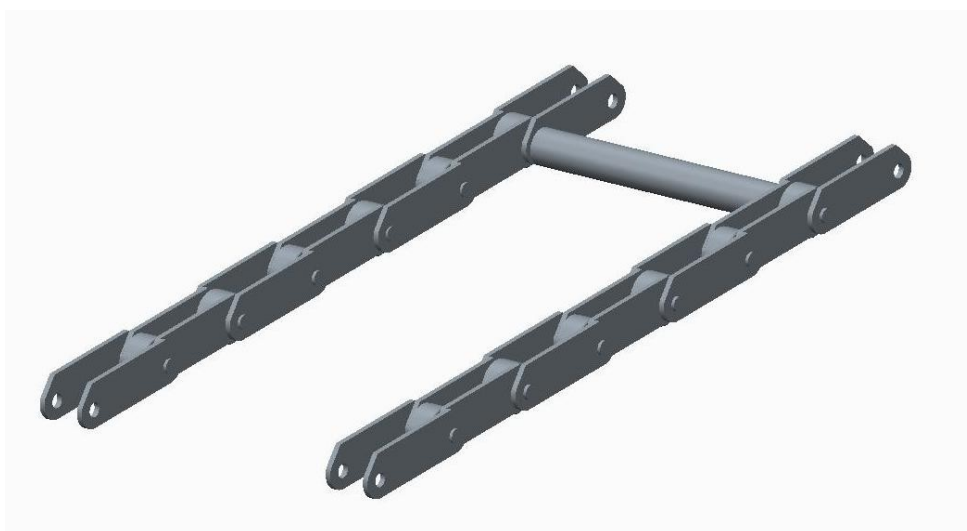
V první variantě řešení se řetěz unáší sám pomocí kladniček, které mají rozteč řetězu. Je zaručeno, že řetěz se nebude smýkat po povrchu. Řetěz je složen z nosných desek, čepů a kladniček. Spojení čepů a kladniček je však velmi náchylné na vlhkost, není zde těsnění, v důsledku čehož čepy mohou v pouzdrech zreznout a zanést se nečistotami. Proto by byly nutné pravidelné kontroly pouzder a jejich čištění a mazání. Hmotnost tohoto řetězu je větší než u běžného řetězu klasické konstrukce (asi 25% navíc), a to právě díky kladničkám. Průměr vlečného válečku je 30 mm, to je méně, než je výška profilu řetězu. Váleček může mít plastový nebo jinak upravený povrch, rozteč válečků 2200 mm. Rozteč čepu řetězu 125 mm.



Obrázek 9: ukázka 1 metru řetězu FVT 63[21]



Obrázek 10: detail kladniček řetězu FVT 63[21]



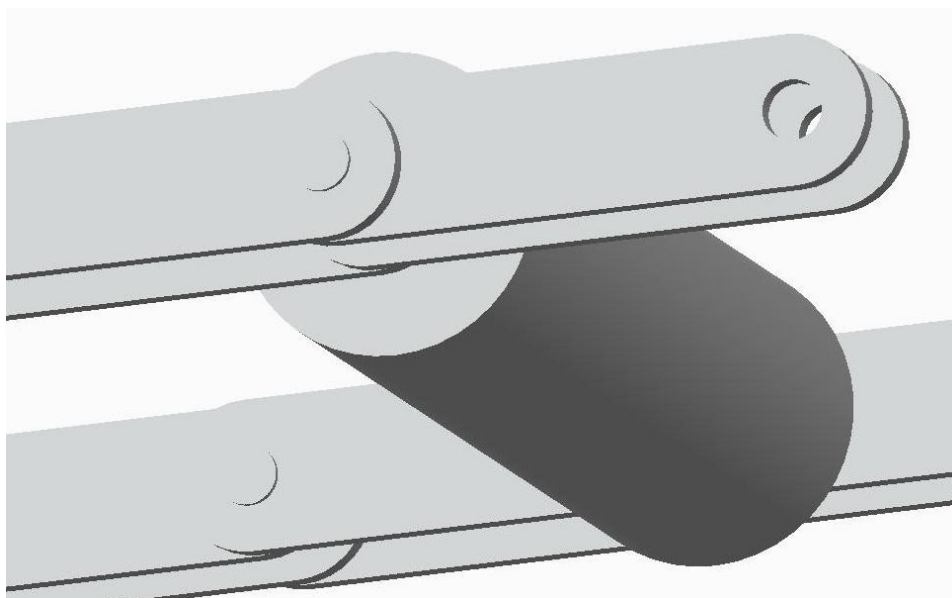
Obrázek 11: 1 metr řetězu FVT 63 s vlečným válečkem[21]

### 3.2 Dopravní řetěz nesen válečky

Druhá možnost je užití řetězu běžné konstrukce. Ten je oproti řetězu s nosnými deskami lehčí. Hrozí však jeho prověšení při nedostatečném napnutí, či při zatížení dopravníku. Proto jej s jemnou roztečí nesou válečky, ty mají průměr větší, než je výška profilu řetězu. Tyto válečky zároveň unášejí automobil při mytí. Velká četnost válečků brání průvěsu řetězu, ale zároveň zvyšuje hmotnost celku a zvyšuje i odpory. Rozteč čepu řetězu je 125 mm, průměr čepu 18 mm. Průměr válečku je 90 mm. Rozteč válečků je 1500 mm.



Obrázek 12: řetěz FVH 63 s vlečným válečkem[21]

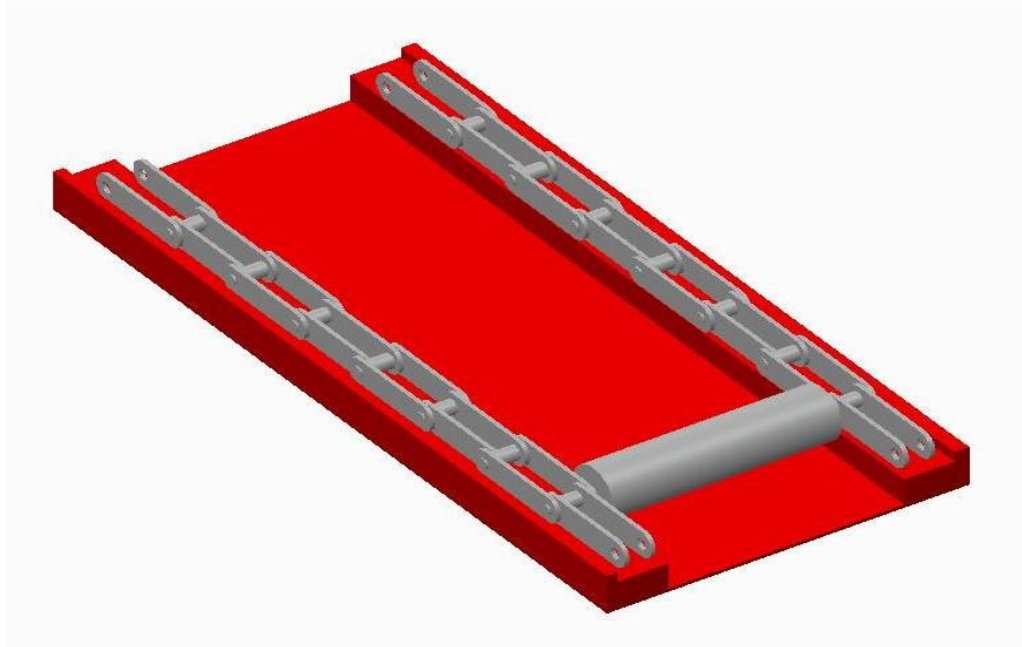


Obrázek 13: detail válečku na řetězu FV 63[21]

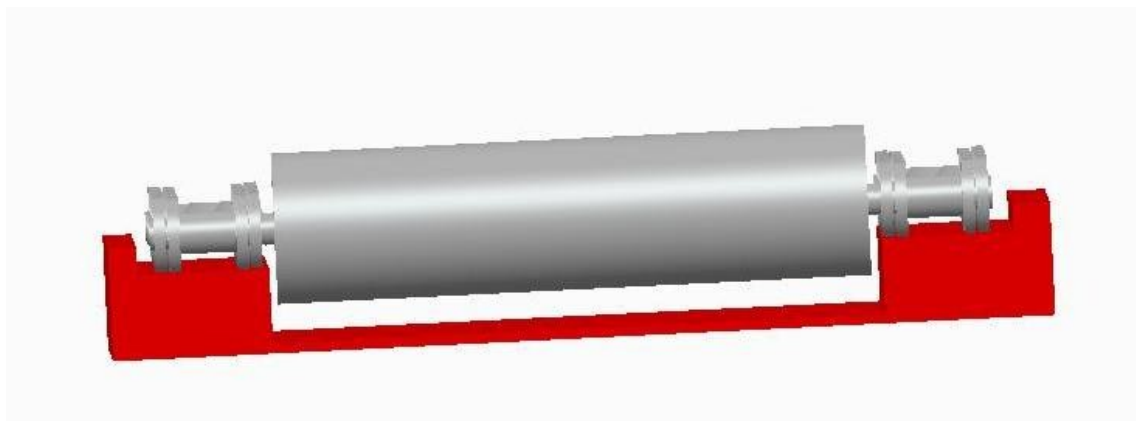
### 3.3 Dopravní řetěz smýkán po kluzných deskách

Tato varianta je podobná s variantou 3.2 (viz. výše). Rozdíl je v tom, že řetěz je smýkán po kluzných deskách z průmyslového plastu s dobrými kluznými vlastnostmi, které jsou výše, než je plocha, po které se odvaluje kolo automobilu. Součástí kluznice jsou bočnice proti vybočení řetězu z dané dráhy. Průměr válečku je zachován, avšak díky nadzvednutí kluzných desek je nadnášen několik mm nad povrchem. Rozteč válečků

2000 mm. Součinitel tření mezi řetězem a kluznou deskou je poměrně nízký – asi 0.15 [6]. Jedná se o speciální plast s průmyslovým užitím, jeho název je ZEDEX 100K. Je vyráběn v České republice v dostatečném množství. Nejsou zde odpory od valení válečků, ale od tření řetězů o desku.



**Obrázek 14: řetěz smýkán po kluzných deskách s bočnicemi[21]**

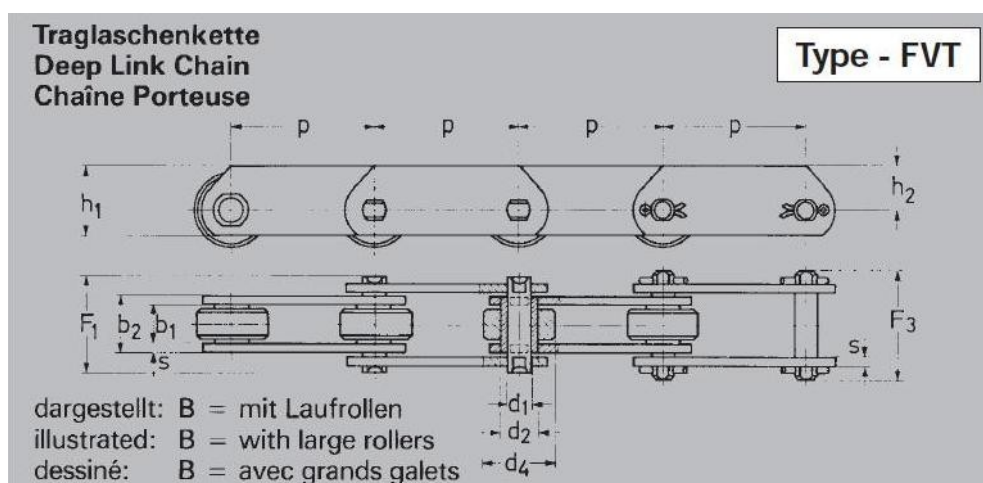


**Obrázek 15: čelní pohled na řetěz s válečkem[21]**

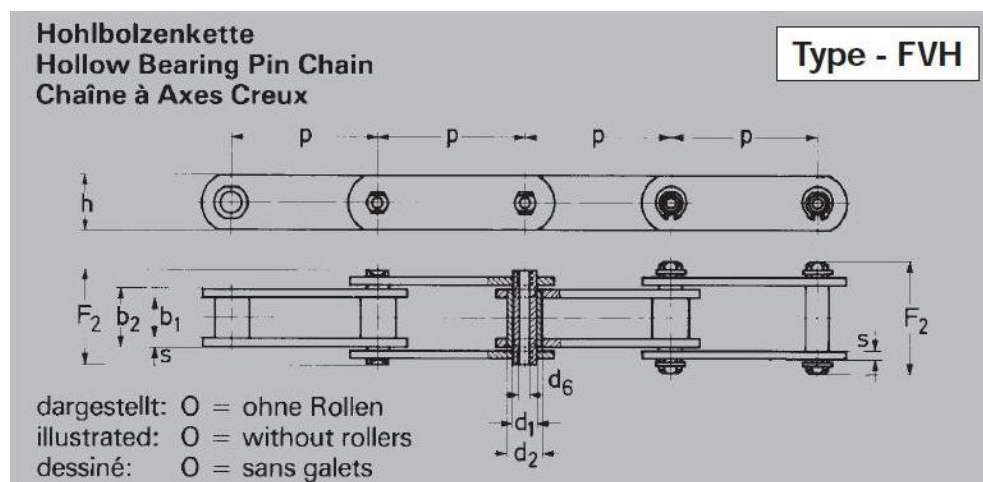
## 4. Návrh řetězu a jeho výpočet

Pro návrh dopravníku jsem zvolil takový řetěz, který je určen k dopravě a snese agresivní prostředí (saponáty, voda). Při výběru jsem vycházel ze síly při valení, k té jsem hledal řetěz, který snese několikrát vyšší zatížení. Rozhodoval jsem se mezi 2 řetězy. První volba bylo užití řetězu s kladničkami, po kterých se řetěz samotný pohybuje. V tomto případě není třeba tak velké napínací síly, nutno však zajistit mazání čepů kladniček.

Zvolil jsem řetěz dle katalogu firmy TYMA - dopravníkový řetěz dle DIN 8165 FVT 63 s roztečí 125, výrobní verze B. Druhá volba je řetěz sponový, kdy jeho výhodou je nižší hmotnost, ale nutná vyšší napínací síla. Označení řetězu FVH 63 s roztečí 125, výrobní verze A. Řetěz FVH má duté čepy, oproti verzi FV, která má čepy plné.



Obrázek 16: řetěz FVT 63[7]



Obrázek 17: řetěz FVH 63[7]



KÓBO Nr.	DIN Nr.	p <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>4</sub> /d <sub>5</sub>	d <sub>6</sub>	e <sub>1</sub>	F <sub>1</sub>	F <sub>2</sub>	F <sub>3</sub>	h	s	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	t	F <sub>B</sub>	F <sub>Bh</sub>
KÓBO No.	DIN No.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	cm <sup>2</sup>	N
KÓBO No.	DIN No.		min.	max.		O	A	B	D	min.										min.	min.
205	FV 63	63	22	30,5	12	18	26	40	-	8	5,0	44,0	44,0	54,0	30	4	40	25,0	3,72	64000	46000
		80							50/60												
		100																			
		125																			
		160																			

Obrázek 18: tabulka hodnot[7]

KÓBO Nr.	DIN Nr.	p	a <sub>1</sub>	a <sub>2</sub> ***	B	d	H***	W <sub>1</sub>	Winkelprofil	q	q	q	q	▲
KÓBO No.	DIN No.	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	Angle Iron	kg/m	kg/m	kg/m	kg/m	
KÓBO No.	DIN No.				max.	max.			Equerre	O	A	B	D	
205	FV 63	63	●	34	40	8,4	30	50	■	3,46	4,17	6,08	-	0,05
		80	●		40			49,5	30 x 30 x 4	3,10	3,72	5,29	6,00	0,07
		100		30	50					2,92	3,37	4,57	5,60	0,09
		125		40	60					2,67	3,03	3,79	4,82	0,12
		160		50	70					2,45	2,73	3,48	4,13	0,14

Obrázek 19: tabulka s hodnotami řetězů[7]

#### a) Výpočet hmotnosti pro řetěz s kladničkami

$$m_{\text{řkl}} = L_c \cdot q_k \quad (4.1)$$

$$m_{\text{řkl}} = 55,14 \cdot 3,79 = 209 \text{ kg}$$

$m_{\text{řkl}}$  - hmotnost řetězu s kladničkami

$L_c$  - celková délka dopravníku (horní i dolní větev)

$q_k$  - hmotnost řetězu s kladničkami na jeden metr délky

$$L_c = 2 \cdot L + o_{\text{ř}} = 2 \cdot 27 + 1,14 = 55,14 \text{ m} \quad (4.2)$$

$L$  - délka řetězu v jedné větvi

$o_{\text{ř}}$  - součet obvodů obou polovin řetězových kol

$$m_{\text{řklc}} = m_{\text{řkl}} \cdot n_{\text{ř}} = 209 \cdot 2 = 418 \text{ kg} \quad (4.3)$$

$m_{\text{řklc}}$  - celková hmotnost obou řetězů s kladničkami

$n_{\text{ř}}$  - počet řetězů

## b) Výpočet hmotnosti pro řetěz běžné konstrukce

$$m_{\text{ř}} = L_c \cdot q \quad (4.4)$$

$$m_{\text{ř}} = 55,14 \cdot 3,03 = 167 \text{ kg}$$

$m_{\text{ř}}$  – hmotnost řetězu na délku dopravníku

$L_c$  – celková, potřebná délka řetězu

$q_{\text{ř}}$  – hmotnost řetězu na jeden metr délky

$$m_{\text{řc}} = m_{\text{ř}} \cdot n_{\text{ř}} = 167 \cdot 2 = 334 \text{ kg} \quad (4.5)$$

$m_{\text{řc}}$  – hmotnost obou řetězů

Hmotnost řetězu s kladničkami je vyšší o 84 kg, než řetěz běžné konstrukce, proto není pro nás výhodný, vzhledem k výše zmíněné hmotnosti a nevhodného užití pro náš dopravník, který bude neustále v těžkých podmínkách formou vody, která způsobuje korozi. Řetěz má povrchovou úpravu, ale i ta časem podléhá degradaci, dále jsou zde nečistoty, které by se mohly dostat do pouzder a zvyšovat tak otěr čepů řetězu, a tím snižovat jeho účinnost a životnost zároveň. Řetěz běžné konstrukce je pro nás výhodnější, je méně náročný na údržbu, je lehčí a díky tomu, že nemá kladničky, je snazší i konstrukce řetězového kola, která by byla náročná z pohledu výšky zubů kvůli zmíněným kladničkám.

$$G_{\text{ř}} = m_{\text{řc}} \cdot g = 334 \cdot 9,81 = 3277 \text{ N} \quad (4.6)$$

$G_{\text{ř}}$  – celková tíha řetězů

$$T_{\text{ss}} = (G \cdot n_a) \cdot \frac{2 \cdot \zeta + f_{\text{č}} \cdot d_{\text{č}}}{D} + G_{\text{ř}} \cdot \quad (4.7)$$

$$T_{\text{ss}} = (34335 \cdot 5) \cdot \frac{2 \cdot 0,006 + 0,1 \cdot 0,025}{0,634} + 3277 \cdot 0,15 = 4419 \text{ N}$$

$T_{\text{ss}}$  – skutečná smyková síla

$\mu$  – součinitel tření řetěz – kluzná deska z plastu [19]

## Výpočet dynamické síly

Ke skutečné smykové síle je nutno přičíst dynamickou sílu. Tento součet sil bude sloužit pro další výpočet, zejména pro určení výkonu motoru.

$$F_{\text{dyn}} = 3 \cdot r_r \cdot \omega^2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \cdot m \quad (4.8)$$

$$F_{\text{dyn}} = 3 \cdot 0,182 \cdot 0,61^2 \cdot \sin \frac{20}{2} \cdot 18214$$

$$F_{\text{dyn}} = 642 \text{ N}$$

Neznám úhlovou rychlost  $\omega$ , tu spočítám ze vztahu:

$$\omega = \frac{1}{2 \cdot n} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 5,87}{60} = 0,61 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.9)$$

Otáčky  $n$  spočítám ze vztahu:

$$n = \frac{v}{\pi \cdot D} = \frac{6,75}{\pi \cdot 0,36547} = 5,87 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.10)$$

$v$  – maximální rychlost posuvu dopravníku

$D$  – průměr roztečné kružnice řetězového kola

$$F_t = T_{\text{ss}} + F_{\text{dyn}} = 4419 + 642 = 5061 \text{ N} \quad (4.11)$$

Bezpečnost jsem zvolil  $k_B=3$ , protože při případném prasknutí řetězu by nedošlo k poškození majetku, ani újmě na zdraví obsluhy či zákazníka, není proto nutné dávat vyšší hodnotu bezpečnosti.

$$F_V = F_t \cdot k_B = 5061 \cdot 3 = 15183 \text{ N} \quad (4.12)$$

Výrobce v katalogu udává, že síla potřebná k přetržení řetězu je 46 000 N. Řetězy jsou dva, proto nutná síla bude 2x větší. Dle čísel je patrné, že řetězy snesou mnohem větší sílu, než jaká bude na ně působit. Je nutné si ale uvědomit, že řetězy musí být opotřebovány co nejméně, kvůli jejich životnosti. Ta je stanovena číslem 150 000 projetých automobilů mycí linkou. Poté se vždy řetěz mění za nový, který je totožný s předešlým.

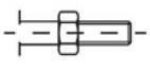



$$F_V \leq F_B$$

$15183 < 46000$  – podmínka splněna.

Napínání řetězu je řešeno dvojicí šroubů M20. Šrouby jsou osově vzdáleny 315 mm, stejná vzdálenost jakou mají řetězy, tato vzdálenost je kvůli nejvhodnějšímu napínání řetězu. Napínání šroubem jsem volil proto, že je jednoduché, levné, nepotřebuje údržbu. Šrouby zajistí dostatečné napnutí řetězů. Interval mezi jednotlivými napínáními řetězů je dán užitým typem řetězů, ale hlavně počtem provozních hodin. Po prvních 50 hodinách provozu je 1. kontrola napnutí a následuje cyklus co 200 pracovních hodin, popř. pokud k nim nedojde, proběhne kontrola 3x za sezónu.

## 5. Volba vlečných válečků

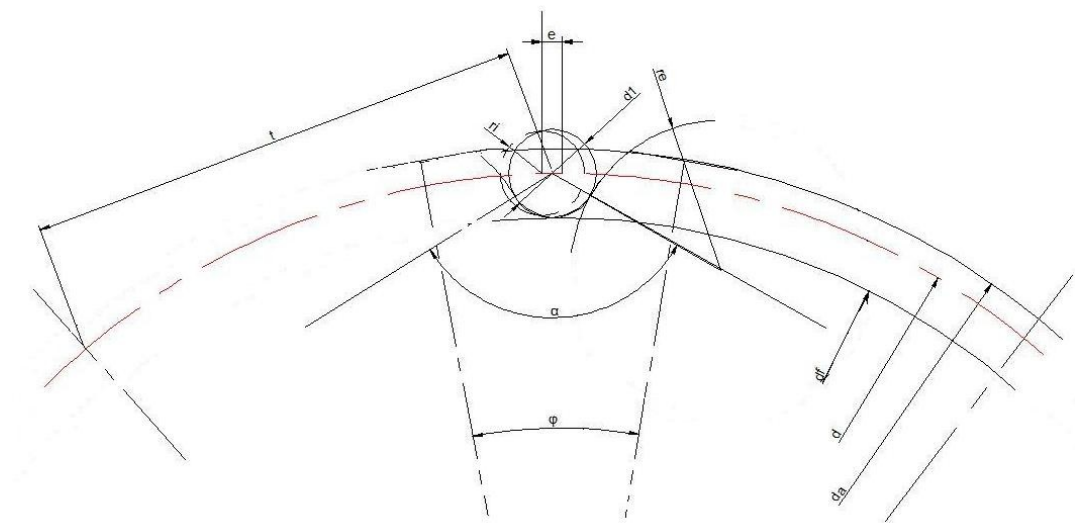
Válečky jsem volil s povrchem z umělé hmoty, ta je vhodnější do mokrého prostředí oproti ocelovým, dále bude nižší i jejich hmotnost. Průměr válečků jsem vybral 90 mm, tento průměr je zvolen záměrně. Aby kolo automobilu nepřeskočilo přes váleček, musí být dostatečně velký. Navíc díky dráze, ve které je kolo vedeno a která je položena níže než vedení řetězu, je váleček v dostatečné výšce pro vedení kola. Uchycení válečku k řetězu je řešeno při skladbě řetězu. Čepy řetězu jsou duté, není tudíž problém provléci osu válečku, čepem řetězu a pojistit na konci pojistným kroužkem vhodné velikosti. Délka prodloužené osy je 48 mm. Tuto úpravu lze u výrobce individuálně zajistit. Rozteč válečků je 2000 mm. Ta je navržena kvůli optimálnímu chodu linky. Po zjištění délkových rozměrů automobilů, které mohou do mycí linky vjet, jsem vyhodnotil tuto rozteč za nejvhodnější. V průměru mají užitkové vozy délku 5200 mm, z toho vychází, že co třetí váleček může následovat mytí dalšího vozu.

Obj. č.	Přesná trubka mm	Osa ø mm	 mm			 mm		 mm		 mm		
	D x W	A	M	G	F	IG	F	G	F	SW	G	F
KUT 300/50x2,8/KB/A08	50 x 2,8	8	M8	15	10	-	-	10	3,5	-	-	-
KUT 300/50x2,8/KB/A10	50 x 2,8	10	M10	15	9,5	M6	3,5	10	3,5	8	10	3,5
KUT 300/50x2,8/KB/SK11	50 x 2,8	SK11	-	-	-	-	-	10	3,5	-	-	-
KUT 300/50x2,8/KB/A12	50 x 2,8	12	M12	15	10,5	M8	3,5	12	3,5	10	10	3,5
KUT 300/50x2,8/KB/A14	50 x 2,8	14	M14	20	11,5	M10	3,5	14	3,5	12	10	3,5
KUT 300/63x3/KB/A10	63 x 3,0	10	M10	15	9,5	M6	3,5	10	3,5	8	10	3,5
KUT 300/63x3/KB/SK11	63 x 3,0	SK11	-	-	-	-	-	10	3,5	-	-	-
KUT 300/63x3/KB/A12	63 x 3,0	12	M12	15	10,5	M8	3,5	12	3,5	10	10	3,5
KUT 300/63x3/KB/A14	63 x 3,0	14	M14	20	11,5	M10	3,5	14	3,5	12	10	3,5
KUT 300/90x7/KB/A10	90 x 7,0	10	M10	15	9,5	M6	3,5	10	3,5	8	10	3,5
KUT 300/90x7/KB/A12	90 x 7,0	12	M12	15	10,5	M8	3,5	12	3,5	10	10	3,5
KUT 300/90x7/KB/A14	90 x 7,0	14	M14	20	11,5	M10	3,5	14	3,5	12	10	3,5
KUT 300/90x7/KB/A17	90 x 7,0	17	M16	20	11,5	M10	3,5	-	-	14	10	3,5

Obrázek 20: vybraný vlečný váleček[5]

## 6. Výpočet řetězového kola dle ČSN 26 0491

Mnou navržený řetěz FV 63 má rozteč  $t = 125$  mm, průměr čepu řetězu je  $d_1 = 18$  mm. Počet zubů jsem po konzultaci s vedoucím práce a odborném odhadu stanovil na  $z = 18$ . Počet zubů  $z$  je skutečný počet zubů; počet zubů  $z_1 = 9$  je činný počet zubů. Nejdříve bylo nutno stanovit počet zubů pro výpočet  $z$  a koeficient  $k$ .



Obrázek 21: profil zubů[20]

$$z = 18, k = 2,9238 \quad (6.1)$$

$$d = t \cdot k = 125 \cdot 2,9238 = 365,47 \text{ mm}$$

$d$  – průměr roztečné kružnice

$$d_f = d - d_1 = 365,47 - 18 = 347,47 \text{ mm} \quad (6.2)$$

$d_f$  – průměr patní kružnice

$d_1$  – průměr čepu řetězu

$$d_a = d + 0,6 \cdot d_1 = 365,47 + 0,6 \cdot 18 = 376,27 \text{ mm} \quad (6.3)$$

$d_a$  – průměr hlavové kružnice

$$r_{\min} = 0,5 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ mm} \quad (6.4)$$

$r_{\min}$  – poloměr dna zubní mezery

$$r_{e\min} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z_1 + 2) = 0,12 \cdot 18 \cdot (9 + 2) = 23,76 \text{ mm} \quad (6.5)$$

$r_{e_{min}}$  – minimální poloměr boku zubu

$$r_{e_{max}} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 18 \cdot (9^2 + 180) = 37,58 \text{ mm} \quad (6.6)$$

$r_{e_{max}}$  – maximální poloměr boku zubu

$$\alpha_{min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{9} = 110^\circ \quad (6.7)$$

$\alpha_{min}$  – minimální úhel otevření zubové mezery

$$\alpha_{max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{9} = 130^\circ \quad (6.8)$$

$\alpha_{max}$  – maximální úhel otevření zubové mezery

$$\varphi = \frac{360}{z} = \frac{360}{18} = 20^\circ \quad (6.9)$$

$\varphi$  – skutečný roztečný úhel zubu

$$e_{min} = 0,03 \cdot t = 0,03 \cdot 125 = 3,75 \quad (6.10)$$

$e_{min}$  – minimální rozšíření zubu

$$e_{max} = 0,05 \cdot t = 0,05 \cdot 125 = 6,25 \quad (6.11)$$

$e_{max}$  – maximální rozšíření zubu

$$b_f = 0,9 \cdot b_1 = 0,9 \cdot 22 = 19,8 \text{ mm} \quad (6.12)$$

$b_f$  – šířka zubu řetězového kola

$b_1$  – vnitřní šířka řetězu

$$b_a = (0,1 \text{ až } 0,15) \cdot d_1 = 0,12 \cdot 18 = 2,16 \quad (6.13)$$

$b_a$  – velikost sražení zubu



**Obrázek 22: řetězové kolo pro řetěz FV 63[21]**

## 7. Výpočet hřídele a pera

Do výpočtu točivého momentu jsem použil skutečnou smykovou sílu na poloměru roztečné kružnice řetězového kola. Tento moment nám bude sloužit pro výpočet průměru hřídele, který ponese řetězová kola.

$$M_T = F_p \cdot r_r = 5061 \cdot 0,182 = 922 \text{ Nm} \quad (7.1)$$

Následuje výpočet průměru hřídele ze vztahu:

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_T}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (7.2)$$

$$d' = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 922000}{\pi \cdot 20}} = 62 \text{ mm}$$

Průměr hřídele podle výpočtu vyšel 62 mm. Bereme však v úvahu únavu materiálu a jeho namáhání, proto volíme koeficient bezpečnosti  $k_B = 1,3$

$$d = d' \cdot k_B = 62 \cdot 1,3 = 80 \text{ mm} \quad (7.3)$$

Průměr hřídele  $d$  je průměr, se kterým budeme případně nadále počítat. Hodnota 80 je zároveň tabulková hodnota, která je dána normou ČSN 01 4990. Přenos síly na řetězové kolo bude realizován perem, je to jednoduchá varianta oproti drážkovanému hřídeli nebo svěrnému spoji.

d		Rozměry pera				Rozměry drážky				
přes	do	b	h	f	l	t	úchylka	t <sub>1</sub>	úchylka	R <sub>r</sub>
6	8	2	2	0,25	8 až 20	1,1	+0,1 0,0	0,9	+0,2 +0,1	0,2
8	10	3	3		8 až 36	1,7		1,3		
10	12	4	4		10 až 45	2,4		1,6		
12	17	5	5		12 až 56	2,9		2,1		
17	22	6	6	0,5	16 až 70	3,5	+0,2 0,0	2,5	+0,4 +0,2	0,4
22	30	8	7		20 až 90	4,1		2,9		
30	38	10	8		25 až 110	4,7		3,3		
38	44	12	8		32 až 110	4,9		3,1		
44	50	14	9	0,7	40 až 140	5,5	+0,2 0,0	3,5	+0,4 +0,2	0,6
50	58	16	10		45 až 180	6,2		3,8		
58	65	18	11		50 až 200	6,8		4,2		
65	75	20	12		56 až 220	7,4		4,6		
75	85	22	14	1,2	63 až 250	8,5	+0,3 0,0	5,3	+0,6 +0,3	1,0
85	95	25	14		70 až 280	8,7		5,5		
95	110	28	16		80 až 315	9,9		6,1		
110	130	32	18		90 až 400	11,1		6,9		
130	150	36	20	2,0	100 až 400	12,3		7,7		1,6
150	170	40	22		110 až 400	13,5		8,5		
170	200	45	25		125 až 400	15,3		9,7		
200	230	50	28		140 až 400	17,0		11,0		

Obrázek 23: tabulka s rozměry hřídelových per a drážek[18]



Z obrázku 23 vidíme, že pro náš hřídel o průměru 80 mm se hodí pero s rozměry 22x14. Bude nutno vypočítat délku pera z pevnostní kontroly spoje. Náš točivý moment se přenáší pomocí boku pera a drážky. Spoj je díky tomu namáhán hlavně na otlačení bočních ploch pera a drážek hřídele a řetězového kola.

Výpočet délky pera se provede následovně. Uvažujeme, že tlak je rozdělen rovnoměrně po celé délce pera.

$$p = \frac{F_p}{l' \cdot t_1} \leq p_D \quad (7.4)$$

$$p = \frac{4974}{7,21 \cdot 5,3} = 130 \text{ MPa}$$

$F_p$  – síla působící kolmo na bok pera

$l'$  - délka pera která přenáší sílu

$t_1$  – hloubka drážky v náboji

$p$  – dovolený měrný tlak

$$l' \geq \frac{F_p}{p \cdot t_1} \quad (7.5)$$

$$l' \geq \frac{4974}{130 \cdot 5,3} = 7,21 \text{ mm}$$

Tlak  $p$  se volí v rozmezí (100 150) [MPa], my však potřebujeme vypočítat sílu  $F_p$ , a tu získáme ze vztahu:

$$F_p = \frac{M_T}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad (7.6)$$

$$F_p = \frac{922000}{\frac{365,47}{2} + \frac{5,3}{2}} = 4974 \text{ N}$$

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 7,21 + 22 = 29,21 \div 30 \quad (7.7)$$

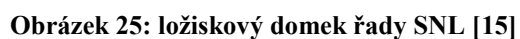
Z obrázku 23 vidíme, že minimální délka pera pro průměr 75 – 85 mm je 63 mm, což je 2x více než z výpočtu. Při šířce řetězového kola 19,8 mm by bylo nutné udělat velké osazení pro drážku pera, které by bylo větší, než je samotná šíře řetězového kola. Proto budou pera dvě, otočená o 90°, jak je zobrazeno na obrázku 24. Tato pera budou zvolena pro hřídel o průměru 40 mm. Díky tomu, že jsou 2, bude jejich funkce totožná jako s jedním perem pro hřídel 80 mm.



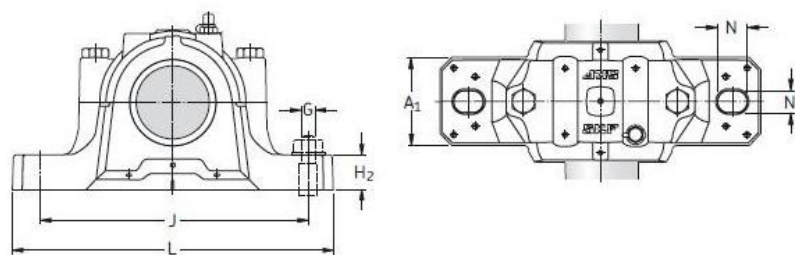
**Obrázek 24: hřídel napínací soustavy[21]**

Na obrázku 24 je zobrazen hřídel napínací soustavy. Při pohledu zleva vidíme osazení pro uložení v ložiskovém domku. Dále je zde zápch pro pojistný kroužek proti axiálnímu posuvu řetězového kola, osazení pro uložení řetězového kola a 2 drážky pro pera pro přenos sil a momentů. Nakonec je zde osazení, o které se kolo opře, osazení je kvůli axiálnímu posuvu řetězového kola. Z druhé strany je totožná posloupnost jen zrcadlově. Je důležité dodržet rozteč středu zubu řetězových kol, která je 315 mm.

Ložiskové domky jsem vybíral podle velikosti hřídele a způsobu co nejméně náročné montáže. Zvolil jsem proto domky řady SNL firmy SKF. Domky jsou zvoleny 2. Těleso domku je dělené, což usnadňuje montáž. Konce hřídelů končí na hraně ložiskového domku, domky jsou zakrytovány víčky proti vniknutí nečistot a znečištění maziva. Vnitřní průměr ložiska v domku je shodný s průměrem hřídele – 80 mm. Na obrázku je zobrazen 3D model použitého domku.



**Obrázek 26: rozměry ložiskového domku[9]**



Hřidel	Díra tělesa		Šířka včetně těsnění		Odpovídající ložiska a související díly			Naklápací		Upínací		Axiální	
$d_a$	$C_a$	$D_a$	$A_2$	$A_3$	Naklápací kuličkové ložisko Soudečkové ložisko	Upínací pouzdro	Axiální vodící kroužky 2 na těleso	Naklápací kuličkové ložisko Soudečkové ložisko Ložisko CARB	Upínací pouzdro	Axiální vodící kroužky 2 na těleso			
mm	mm	mm	mm	mm	–								
80	65	160	158	225	<b>1218 K</b> <b>22218 EK</b>	H 218 H 318	FRB 17.5/160 FRB 12.5/160	<b>2218 K</b> <b>23218 CCK/W33</b> <b>C 2218 K</b>	H 318 H 2318 H 318 E	FRB 12.5/160 FRB 6.25/160 FRB 12.5/160			

Obrázek 27: výběr z katalogu SKF[9]

## 8. Výpočet výkonu a návrh pohonu a převodovky

Pohon jsem vypočetl za pomoci vztahu, kde dominuje rychlost a síla, to celé poděleno účinností.

$$P = \frac{F_p \cdot v}{\eta \cdot 10^3} = \frac{5061 \cdot 0,1125}{0,843 \cdot 10^3} = 0,7 \text{ kW} \quad (8.1)$$

Účinnost elektromotoru je dána klasifikací IEC (Mezinárodní elektrotechnická komise), ta platí od roku 2008, kdy každý elektromotor musí splňovat minimálně standart IE2. Standart slouží k efektivnosti a hospodárnosti, určuje výrobcům, jaké účinnosti dané výkony motorů musí mít. V obrázku 28 je naznačeno, jaká účinnost náleží mnou vybranému pohonu.


IE2			
Výkon kW	Minimální účinnost %		
	2-pólové	4-pólové	6-pólové
0,75	77,4	79,6	75,9
1,1	79,6	81,4	78,1
1,5	81,3	82,8	79,8
2,2	83,2	84,3	81,8
3	84,6	85,5	83,3
4	85,8	86,6	84,6
5,5	87,0	87,7	86,0
7,5	88,1	88,7	87,2
11	89,4	89,8	88,7
15	90,3	90,6	89,7
18,5	90,9	91,2	90,4
22	91,3	91,6	90,9
30	92,0	92,3	91,7
37	92,5	92,7	92,2
45	92,9	93,1	92,7
55	93,2	93,5	93,1
75	93,8	94,0	93,7
90	94,1	94,2	94,0
110	94,3	94,5	94,3
132	94,6	94,7	94,6
160	94,8	94,9	94,8
200	95,0	95,1	95,0
375	95,0	95,1	95,0


Obrázek 28: účinnost elektromotorů dle IEC[16]



Výpočet výkonu je přibližný, nicméně lze s ním počítat jako s plnohodnotným. Bral jsem v potaz, že by mohlo případně dojít k přetížení pohonu, a tím k zapříčinění nehody, proto jsem vybíral mezi motory s vyšším výkonem než je třeba. Motor jsem vybral od firmy NORD. Tato firma nabízí široký sortiment pohonů s velkým rozptylem výkonů a parametrů, zároveň k těmto motorům nabízí převodovky, které pasují na dané motory. Bral jsem v potaz 2 parametry, a sice: výkon motoru a moment jaký je schopna přenést převodovka. Dle toho jsem si zúžil konečný výběr. Z katalogu jsem tak vybral pohonnou jednotku s označením SK 32100 - 100L/4. Všechny další důležité parametry lze vyčíst z katalogu – rozměry, hmotnost, ukotvení atd. Proti případnému přetížení pohonu lze připojit senzor, který dá pokyn motorové brzdě k zabrzdění motoru. Je také možné umístit poblíž hřídele nebo řetězového kola u pohonu senzor, nebo čidlo, které by zaznamenalo případné problémy a dalo by impuls k odpojení proudu, a tím k zastavení dopravníku.

**1,50 kW**

**2,20 kW**





$P_1$ [kW]	$n_2$ [min <sup>-1</sup> ]	$M_2$ [Nm]	$f_B$	$i_{ges}$	$F_R$ [kN]	$F_A$ [kN]	$F_{RVL}$ [kN]	$F_{AVL}$ [kN]			$\frac{mm}{mm}$ 
1,50	49	240	1,0	28,61	5,8	7,7	10,5	10,0	SK 12063 - 90L/4	34	E36-37
	55	216	1,1	25,15	5,7	7,7	10,6	10,0			
	63	189	1,3	22,32	5,6	7,7	10,7	10,0			
	73	165	1,3	18,99	5,4	7,7	10,8	10,0			
	90	138	1,4	15,57	4,9	6,7	10,9	10,0			
	109	116	1,6	12,76	4,7	6,5	10,9	10,0			
	124	102	1,7	11,22	4,6	6,4	10,5	10,0			
	140	91	1,9	9,96	4,4	6,3	10,2	10,0			
	165	77	2,1	8,47	4,3	6,1	9,8	10,0			
	188	69	2,3	7,43	4,2	5,8	9,5	10,0			
	83	143	0,8	16,86	3,6	4,0	6,1	8,0	SK 02050 - 90L/4	30	E32-33
	95	127	0,9	14,72	3,5	4,0	6,1	8,0			
	106	118	1,0	13,18	2,4	2,1	6,1	7,3			
	120	104	1,1	11,63	2,6	2,3	6,1	7,3			
	148	85	1,3	9,41	2,9	2,5	6,1	7,3			
	171	74	1,5	8,17	2,9	2,6	6,1	7,3			
	196	64	1,6	7,13	2,8	2,6	6,1	7,2			
	4,3	2883	1,0	337,46	23,1	20,8	26,5	28,0	SK 42125 - 100L/4	114	E48-49
2,20	7,1	1923	1,4	201,63	26,5	20,8	26,5	28,0			
	7,9	1755	1,5	182,36	26,5	20,8	26,5	28,0			
	9,0	1564	1,6	160,74	25,8	20,8	26,5	28,0			
	9,9	1443	1,7	144,76	25,2	20,8	26,5	28,0			
	12	1243	1,8	117,50	24,1	20,8	26,5	28,0			
	14	1081	2,0	100,58	23,2	20,8	26,5	28,0			
	16	1050	2,2	87,30	22,1	20,8	26,5	28,0			
	19	896	2,6	76,95	21,2	20,8	26,5	28,0			
	21	810	2,4	69,30	20,7	20,8	26,5	28,0			
	26	671	3,1	56,25	19,6	20,8	26,5	28,0			
	30	588	3,3	48,15	18,9	20,8	26,5	28,0			
	35	510	3,6	40,95	18,0	20,8	26,5	28,0			
	41	451	2,8	35,33	17,2	20,8	26,5	28,0			
	45	411	2,9	31,82	16,8	20,8	26,5	28,0			

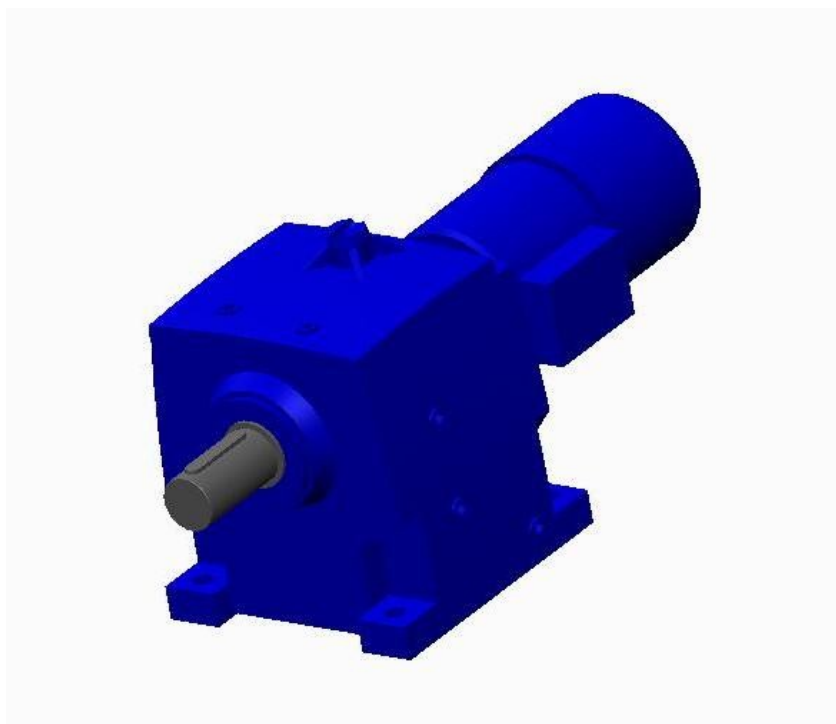
Obrázek 29: pohon a převodovka NORD[8]

Tento pohon navíc bude neustále vystaven agresivnímu prostředí formou vody a saponátů, proto bude důležitá hermetizace celého komponentu. Dále musí být bezpečně

izolované vodiče a svorkovnice. NORD ochranu proti vodě a cizím tělesům dělí do 8 skupin. K motoru se vždy přidá dvojčíslí, které definuje preferovaný stupeň ochrany. Zvolil jsem ochranu 6.6, ta zaručuje prachotěsnost a ochranu proti proudu vody pod tlakem. Výstup z převodovky je hřídel s perem, podle toho se bude volit i spojka, velikost hřídele je 45x90 mm.

Tab. 2 – kategorie ochrany dle NORD

0	bez ochrany	bez ochrany
1	ochrana proti vniknutí objektů o velikosti 50 mm v průměru a větších	ochrana proti kapající vodě
2	ochrana proti vniknutí objektů o velikosti 12 mm v průměru a větších	ochrana proti kapající vodě pod větším úhlem než 15 stupňů
3	ochrana proti vniknutí objektů o velikosti 2,5 mm v průměru a větších	ochrana proti postřiku vodou
4	ochrana proti vniknutí objektů o velikosti 1 mm v průměru a větších	ochrana proti cákající vodě
5	ochrana proti prachu	ochrana proti proudu vody
6	prachotěsné	ochrana proti proudu vody pod tlakem
7		ochrana proti občasnému ponoření do vody
8		ochrana proti ponoru ve vodě



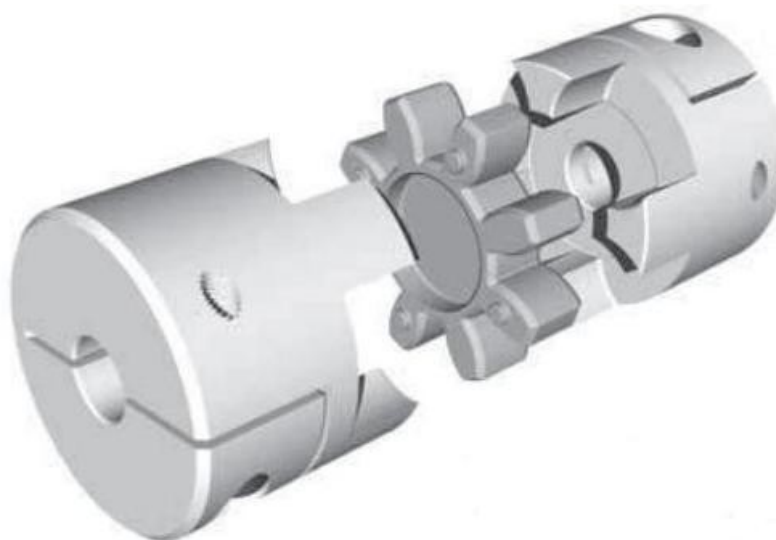
Obrázek 30: 3D model motoru a převodovky[21]

Přenos momentu z pohonu na hřídel je realizován pružnou spojkou GIFLEX, značenou GE-T. Je výhodná v tom, že snese malou nesouosost, je schopna tlumit vibrace, vyrovnává drobné odchylky mezi spojovanými hřídeli. Je složena ze 3 dílů, dvou spojovacích členů a pružného členu uprostřed. Tlumící, pružný člen, je z plastu či podobného materiálu právě kvůli tlumení vibrací a případným menším deformacím, které vstřebává. Spojka je snadná na montáž i údržbu. Další její značná výhoda pro mé řešení je schopnost spojení rozdílných průměrů hřídelů. Výrobce je totiž schopen udělat vrtání, podle velikosti spojky, pro každého zákazníka individuálně. Pro mou aplikaci se hodí spojka s označením GE-T 75-90, kde by však vrtání bylo 45 a 90 mm. Výhodou je rovněž skutečnost, že tato spojka má již i drážku pro pero, což se hodí pro mé řešení.

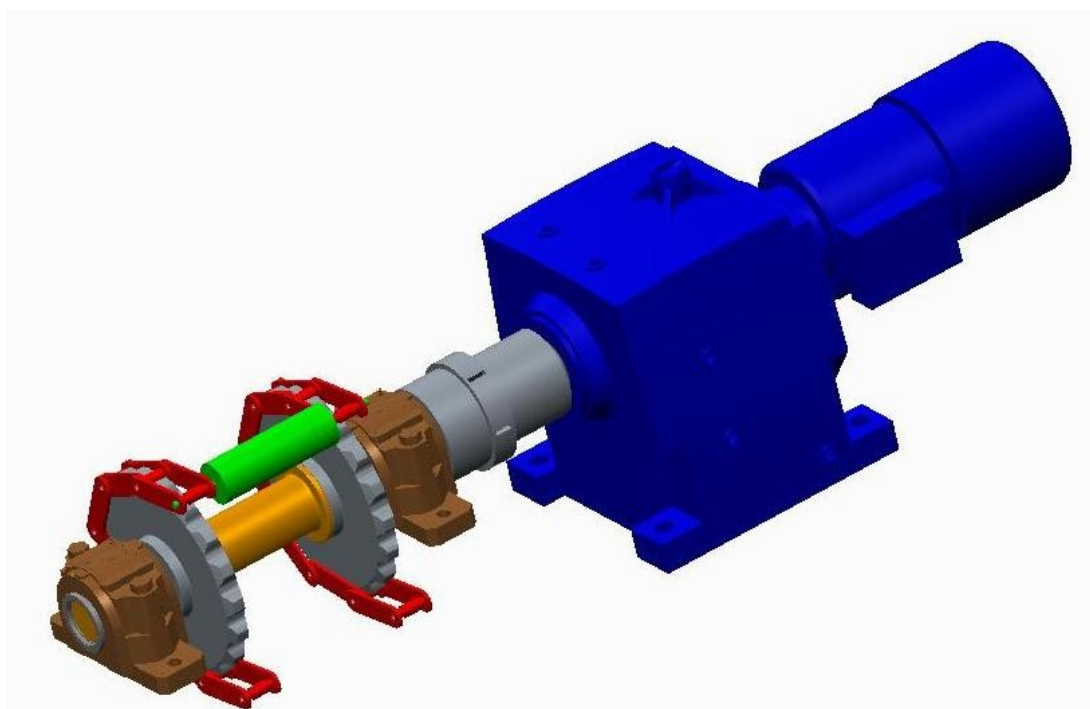
Obj. číslo	Vrtání <sup>(3)</sup>		Rozměry [mm]											Hmotnost [kg]			J <sup>(2)</sup> kgcm <sup>2</sup> Náboj A+B
	Náboj A d max.	Náboj B d1 max.	L <sub>1</sub>	A	E <sup>(1)</sup>	F	C	C <sub>1</sub>	b	G	s	L	Pružný střed	Náboj A	Náboj B		
GE-T 19-24_ __	19	24	25	40	16	18	30	40	12	19,0	2,0	66	0,004	0,18	0,25	0,8	
GE-T 24-32_ __	24	32	30	55	18	27	40	55	14	24,0	2,0	78	0,014	0,36	0,55	3	
GE-T 28-38_ __	28	38	35	65	20	30	48	65	15	27,5	2,5	90	0,025	0,60	0,85	7	
GE-T 38-45_ __	38	45	45	80	24	38	66	78	18	36,5	3,0	114	0,042	1,35	1,65	20	
GE-T 42-55_ __	42	55	50	95	26	46	75	94	20	40,0	3,0	126	0,066	2,00	2,30	50	
GE-T 48-60_ __	48	60	56	105	28	51	85	104	21	45,0	3,5	140	0,088	2,75	3,10	80	
GE-T 55-70_ __	55	70	65	120	30	60	98	118	22	52,0	4,0	160	0,116	4,20	4,50	160	
GE-T 65-75_ __	65	75	75	135	35	68	115	134	26	61,0	4,5	185	0,172	6,50	6,80	310	
GE-T 75-90_ __	75	90	85	160	40	60	135	158	30	69,0	5,0	210	0,325	10,00	10,80	680	

Obrázek 31: vybraná velikost spojky GE-T[14]





**Obrázek 32: 3D model spojky GE-T[14]**



**Obrázek 33: 3D model poháněcí stanice[21]**

Na obrázku 33 je zobrazena poháněcí stanice dopravníku, kdy hnědou barvou jsou znázorněny ložiskové domky, šedou jsou řetězová kola a spojka, červenou řetězy, zelenou vlečný váleček, hřídel žlutou a motor s převodovkou modrou.

Pohon není však schopen sám o sobě měnit rychlost a regulovat otáčky, k tomuto slouží frekvenční měnič, ten mění kmitočet v daném rozmezí. V případě mycí linky je to

jeden ze klíčových prvků, díky kterému se mění rychlost otáček motoru a ve výsledku rychlost posuvu dopravníku, ta je dána typem mycího programu, viz. kapitola mycí linka. Frekvenční měnič bývá umístěn buď na tělese motoru, nebo může být dál a pomocí vodičů získávat informace, a tak optimálně měnit otáčky. Výhoda je nejen plynulá regulace, ale také úspora energie. V případě mycí linky bude frekvenční měnič dále od motoru a bude plně spolupracovat s řídicí místností obsluhy, která bude dle požadavku zákazníka volit mycí programy, a tím frekvenční měnič přizpůsobí otáčky motoru. NORD nabízí ke svým pohonům i frekvenční měniče, proto jsem vybral frekvenční měnič značky NORD s označením SK 5xxE 1/3~200 – 240 V. Ten by měl dle zvoleného výkonu stačit na potřeby užívání a regulaci otáček.

### SK 5xxE 1 ~ 110 ... 120V a 1/3 ~ 200 ... 240V

Typ měniče SK 5xxE...	Síťové napětí	Výstupní napětí	Jmenovitý výkon motoru 230 V [kW]	Jmenovitý výkon motoru 240 V [hp]
-250-112-O	1 ~ 110...120V, -/+10%, 47...63 Hz	3 ~ 0 - 2-násobek síťového napětí	0,25	$\frac{1}{3}$
-370-112-O			0,37	$\frac{1}{2}$
-550-112-O			0,55	$\frac{3}{4}$
-750-112-O			0,75	1

Typ měniče SK 5xxE...	Síťové napětí	Jmenovitý výkon motoru 230 V [kW]	Jmenovitý výkon motoru 240 V [hp]
-250-323-A	1/3 ~ 200...240V, -/+10%, 47...63 Hz	0,25	$\frac{1}{3}$
-370-323-A		0,37	$\frac{1}{2}$
-550-323-A		0,55	$\frac{3}{4}$
-750-323-A		0,75	1
-111-323-A		1,1	$1\frac{1}{2}$
-151-323-A		1,5	2
-221-323-A		2,2	3

Obrázek 34: výběr frekvenčního měniče[8]

## 9. Řešení bezpečnosti

Při pohybu, kdy se  $n$ -tý váleček na počátku dopravníku přesouvá z dolní větve do horní a na konci z horní do dolní, nastává situace, kdy je tento prostor nebezpečný. V tomto prostoru se vždy nachází kolo automobilu, ovšem může zde stát i obsluha či zákazník v době, kdy dopravník není v provozu. Řešením na počátku dopravníku je umístění plechu, který bude položen na konstrukci vedení řetězu a na jednom svém konci uložen přes pant a zespodu uchycen na pružinu, která bude tažná a při náběhu válečku bude překonána její tažná síla, a tím se váleček bezpečně dostane do horní větve. Stejný princip bude i na konci dopravníku, s tím rozdílem, že zde bude užitá tlačná pružina.

U vjezdu a výjezdu dopravníku bude umístěna tzv. světelná závora. Jedná se o světelnou signalizaci, kdy se linka ihned zastaví, pokud bude přerušen světelný paprsek v jiném časovém intervalu, než má být. Toto opatření je z důvodu bezpečnosti, zejména osob, které se mohou nedopatřením do této situace dostat. Zabrání se tak případné ujmě na zdraví. Světelná závora by fungovala na infračerveném paprsku. Přijímač paprsku by dal ihned signál přerušení v rámci milisekund řídicí jednotce, a ta by proces ihned zastavila.

## Závěr

Výsledkem mé práce je řešení řetězového dopravníku v mycí lince. Před samotným návrhem a výpočty proběhla analýza metod, které jsou již zaběhnuty v praxi a plně fungují, ty jsou popsány v kapitole 1 včetně obrázků. Provedl jsem osobně návštěvu několika mycích linek, kde jsem zjistil část potřebných vstupních informací, podle kterých jsem se poté orientoval a s nimi porovnával výsledky své práce. V kapitole 2 proběhla analýza sil, které působí při pohybu dopravníku. Provedl jsem výpočet pro výjimečný a provozní stav linky. Z důvodu co nejvěrnějších výsledků velikostí sil jsem kontaktoval firmy, které mi následně poskytly komponenty automobilu, z kterých jsem vyčetl rozměry nutné pro výpočet stěžejní rovnice valení. Následuje kapitola 3, kde uvádím rozbor nad možnými variantami užití různých typů řetězů a jejich popis. Kapitola 4 obsahuje základní výpočet tíhy každého z vybraných řetězů a výběr nejvhodnějšího z nich, to vše doprovázeno obrázky a modely řetězů. K řetězu jsem vybíral nejvíce vhodné vlečné válečky včetně obrázku finálně vybraného válečku. Dle zvoleného řetězu, který vyhovoval po výpočtech, jsem dle něj spočítal a navrhl řetězové kolo podle dané normy na řetězová kola pro dopravní řetězy. Celý postup výpočtu řetězového kola je rozepsán a zakončen obrázkem mnou spočítaného a navrženého řetězového kola. V kapitole 7 se zabývám přenosem sil a momentů, podle jejich velikostí je spočten a navržen hřídel a řešen způsob jakým bude síla od motoru přenášena na hřídel a z něj na řetězová kola. V této kapitole je i způsob řešení uchycení hřídele a následný výběr vhodného ložiska. V další kapitole je spočítán potřebný výkon poháněcí stanice a následně dle tohoto výpočtu vybrán vhodný pohon tj, motor – převodovka, spojka a frekvenční měnič. Vše doplněno obrázky z katalogů a obrázky 3D modelů. Poslední kapitola 9 se okrajově zabývá bezpečností v mycí lince.

## **Poděkování:**

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Robertu Brázdovi, Ph.D. za cenné rady, návrhy a poznatky ohledně mé práce. Panu doc. Ing. Leopoldu Hrabovskému, Ph.D. děkuji za rady ohledně výpočtů a výkresové dokumentace.

## Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2005, 907 s. ISBN 80-736-1011-6.
- [3] Balanger. *Balanger, Car Wash Conveyor* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.belangerinc.com/duratrans-xd>
- [4] Coefficient of friction, Rolling resistance and Aerodynamics. In: *Tribology-abc* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: [http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm#mu\\_friction](http://www.tribology-abc.com/abc/cof.htm#mu_friction)
- [5] Drašar - katalog válečků. In: *Ložiska DRAŠAR* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.drasar.cz/files/tor-valecky.pdf>
- [6] Friction and Coefficients. In: *The Engineering ToolBox* [online]. 2011 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: [http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d\\_778.html](http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html)
- [7] Chains and Wheels for all Applications. In: *TYMA* [online]. 2004 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/files/katalogy/kobo-gesamtkatalog.pdf>
- [8] Katalogy. In: *NORD* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www2.nord.com/documentation/documentation.do;jsessionid=297E4B644EB18DEF28E4D1A4DC608E74?uiLang=cz&docLang=cz&mcid=1141&filter1=0&filter2=0&filter3=0&filter4=0&showView=%2Fcms%2Fcz%2Fdocumentation%2Fcatalogues%2Fcatalogues-dep>
- [9] Ložisková tělesa SNL. In: *SKF* [online]. 2013 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515034.pdf>
- [10] Pneumatiky 195/65 R15. *Pneumatiky 195/65 R15* [online]. 2010 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.195-65-r15.cz/#>
- [11] RoboJet Wash-street. In: *Tammermatic Group* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.tammermatic.com/Car-Wash/Products/RoboJet-Wash-street>

- [12] Sbírka zákonů a Sbírka mezinárodních smluv. In: *Ministerstvo Vnitra České Republiky* [online]. 2010 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://aplikace.mvcr.cz/sbirka-zakonu/SearchResult.aspx?q=2000&typeLaw=zakon&what=Rok&stranka=8>
- [13] SoftLine lineární – tunelová mycí linka. In: *WashTec CZ* [online]. 2012 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.washtec.cz/produkty/myci-linky-tunelove/softline-linearni-tunelova-myci-linka.html>
- [14] Spojky GE-T. In: *Řetězy Olomouc* [online]. 2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.retezyolomouc.cz/data/produkty/files/198.pdf>
- [15] SNL line. In: *PartCommunity* [online]. 2013 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: [http://www.partserver.de/show.asp?extern\\_order=http://www.partserver.de/partserver/preview/58188963/SNL\\_518.zjv&dtlanguage=english&firm=skf&external=](http://www.partserver.de/show.asp?extern_order=http://www.partserver.de/partserver/preview/58188963/SNL_518.zjv&dtlanguage=english&firm=skf&external=)
- [16] Účinnosti elektromotorů. In: *Pohonnatechnika.cz* [online]. 2007 - 2013 [cit. 2013-05-19]. Dostupné z: <http://www.pohonnatechnika.cz/skola/motory/motory-s-vysokou-efektivitou>
- [17] Valivý odpor - výpočet. In: *Škoda TechWeb: Vše o škodovkách* [online]. 2007 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://skoda.panda.cz/forum/viewtopic.php?t=17183>
- [18] Vysokoškolská příručka: Návrh a výpočet spojů pro přenos kroutícího momentu z hřídele na náboj. In: *Katedra částí a mechanismů strojů* [online]. 2011 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-spojehridelnaboj.pdf>
- [19] ZX - 100K: přehled vlastností materiálu. In: *Wolko-plast* [online]. 1994-2013 [cit. 2013-05-10]. Dostupné z: <http://www.wolkoplast.cz/files/material-zedex-100.pdf>
- [20] Vytvořeno pomocí programu AutoCAD 2010
- [21] Vytvořeno pomocí programu CREO Parametric V 2.0
- [22] Pořízeno autorem práce

## Seznam obrázků

Obrázek 1: ukázka tunelové myčky s průtažným dopravníkem[11] .....	10
Obrázek 2: ukázka mycího procesu v tunelové mycí lince[13].....	12
Obrázek 3: způsob řešení firmy IMO[22].....	13
Obrázek 4: způsob řešení firmy Washtec[22].....	14
Obrázek 5: centrálně vedený plastový unášec [3] .....	15
Obrázek 6: schéma působení sil[20] .....	16
Obrázek 7: schéma zatížení 5 automobily[20] .....	18
Obrázek 8: působení sil a odporů na kolo automobilu[20].....	19
Obrázek 9: ukázka 1 metru řetězu FVT 63[21] .....	20
Obrázek 10: detail kladniček řetězu FVT 63[21] .....	21
Obrázek 11: 1 metr řetězu FVT 63 s vlečným válečkem[21].....	21
Obrázek 12: řetěz FVH 63 s vlečným válečkem[21].....	22
Obrázek 13: detail válečku na řetězu FV 63[21] .....	22
Obrázek 14: řetěz smýkán po kluzných deskách s bočnicemi[21] .....	23
Obrázek 15: čelní pohled na řetěz s válečkem[21] .....	23
Obrázek 16: řetěz FVT 63[7].....	24
Obrázek 17: řetěz FVH 63[7] .....	24
Obrázek 18: tabulka hodnot[7] .....	25
Obrázek 19: tabulka s hodnotami řetězů[7].....	25
Obrázek 20: vybraný vlečný váleček[5] .....	28
Obrázek 21: profil zubů[20] .....	29
Obrázek 22: řetězové kolo pro řetěz FV 63[21] .....	31
Obrázek 23: tabulka s rozměry hřídelových per a drážek[18].....	32
Obrázek 24: hřídel napínací soustavy[21] .....	34
Obrázek 25: ložiskový domek řady SNL [15] .....	35
Obrázek 26: rozměry ložiskového domku[9] .....	35



Obrázek 27: výběr z katalogu SKF[9] .....	36
Obrázek 28: účinnost elektromotorů dle IEC[16].....	37
Obrázek 29: pohon a převodovka NORD[8] .....	38
Obrázek 30: 3D model motoru a převodovky[21].....	40
Obrázek 31: vybraná velikost spojky GE-T[14].....	40
Obrázek 32: 3D model spojky GE-T[14] .....	41
Obrázek 33: 3D model poháněcí stanice[21].....	41
Obrázek 34: výběr frekvenčního měniče[8] .....	42